UDC



中华人民共和国国家标准

P

GB/T 50087-2013

工业企业噪声控制设计规范

Code for design of noise control of industrial enterprises

2013-11-29 发布

2014-06-01 实施

中华人民共和国住房和城乡建设部
中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局
联合发布

中华人民共和国国家标准

工业企业噪声控制设计规范

Code for design of noise control of industrial enterprises

GB/T 50087－2013

主编部门：中华人民共和国住房和城乡建设部
批准部门：中华人民共和国住房和城乡建设部
施行日期：2 0 1 4 年 6 月 1 日

中国建筑工业出版社

2013 北 京

中华人民共和国国家标准

工业企业噪声控制设计规范

Code for design of noise control of industrial enterprises

GB/T 50087-2013

*

中国建筑工业出版社出版、发行（北京西郊百万庄）
各地新华书店、建筑书店经销
北京红光制版公司制版
廊坊市海涛印刷有限公司印刷

*

开本：850×1168毫米　1/32　印张：2　字数：49千字
2014年3月第一版　　2014年3月第一次印刷
定价：**10.00**元
统一书号：15112·23846

（邮政编码 100037）
本社网址：http://www.cabp.com.cn
网上书店：http://www.china-building.com.cn

中华人民共和国住房和城乡建设部
公　　告

第237号

住房城乡建设部关于发布国家标准《工业企业噪声控制设计规范》的公告

现批准《工业企业噪声控制设计规范》为国家标准，编号为GB/T 50087－2013，自2014年6月1日起实施。原国家标准《工业企业噪声控制设计规范》GBJ 87－85同时废止。

本规范由我部标准定额研究所组织中国建筑工业出版社出版发行。

中华人民共和国住房和城乡建设部

2013年11月29日

前　　言

本规范是根据住房和城乡建设部《关于印发〈2009年工程建设标准规范制订、修订计划〉的通知》（建标［2009］88号）的要求，由北京市劳动保护科学研究所会同有关单位在原国家标准《工业企业噪声控制设计规范》GBJ 87－85的基础上修订而成。

在修订过程中编制组进行了广泛深入的调查研究，认真总结实践经验，参考有关国际标准和国外先进标准，并在广泛征求意见的基础上修改完善，最后经审查定稿。

本规范共分8章，主要技术内容是：总则、术语、工业企业噪声控制设计限值、工业企业总体设计中的噪声控制、隔声设计、消声设计、吸声设计、隔振降噪设计等。

本规范修订的主要技术内容是：1. 增加了脉冲噪声限值内容；2. 对各类工作场所的噪声限值作了适当修改；3. 对噪声与振动控制措施有关条文进行了修改。

本规范由住房和城乡建设部负责管理，由北京市劳动保护科学研究所负责日常管理和具体技术内容的解释。执行过程中如有意见或建议，请寄送北京市劳动保护科学研究所（地址：北京市西城区陶然亭路55号，邮政编码：100054）。

本规范主编单位：北京市劳动保护科学研究所

本规范参编单位：中国科学院声学研究所
中国建筑科学研究院
中国建筑设计研究院
中国环境科学研究院
国家建筑材料工业标准定额总站

北京市疾病预防控制中心
北京城建科技促进会
华北科技学院
北京绿创声学工程股份有限公司
中材装备集团有限公司
天津水泥工业设计研究院有限公司

本规范主要起草人员：张 斌 魏志勇 徐 民 王蓓蓓
秦 勤 邵 斌 户文成 李贤徽
宋瑞祥 佟小朋 刘碧龙 张 翔
张付奎 张国宁 施敬林 吕 琳
王建明 程根银 耿晓音 郭宇春
吴 涛 岳润清

本规范主要审查人员：程明昆 林 杰 陈克安 方庆川
李志远 黄 莹 刘达德 陆凤华
宋运学 肖建民 叶 宏

目　次

Contents

1 总　　则

1.0.1 为防止工业企业噪声的危害，保障职工的身体健康，保证安全生产与正常工作，保护环境，制定本规范。

1.0.2 本规范适用于工业企业的新建、改建、扩建与技术改造工程的噪声控制设计。

1.0.3 工业企业的新建、改建和扩建工程的噪声控制设计应与工程设计同时进行。

1.0.4 工业企业噪声控制设计，应对生产工艺、操作维修、降噪效果、技术经济性进行综合分析。

1.0.5 对于生产过程和设备产生的噪声，应首先从声源上进行控制，以低噪声的工艺和设备代替高噪声的工艺和设备；如仍达不到要求，则应采用隔声、消声、吸声、隔振以及综合控制等噪声控制措施。

1.0.6 对于采取相应噪声控制措施后其噪声级仍不能达到噪声控制设计限值的车间及作业场所，应采取个人防护措施。

1.0.7 工业企业噪声控制设计除应符合本规范外，尚应符合国家现行有关标准的规定。

2 术　　语

2.0.1 工作场所　workplace

劳动者进行职业活动并由用人单位直接或间接控制的所有工作地点。

2.0.2 脉冲噪声　impulsive noise

具有声压猝增特征的噪声，持续时间不大于 1s。

2.0.3 A 声级　A-weighted sound pressure level

用 A 计权网络测得的声压级。

2.0.4 C 声级　C-weighted sound pressure level

用 C 计权网络测得的声压级。

2.0.5 倍频带声压级　octave band sound pressure level

频带宽度为 1 倍频程时的声压级，基准声压为 2×10^{-5}Pa。

2.0.6 噪声敏感建筑物　noise-sensitive buildings

指医院、学校、机关、科研单位、住宅等需要保持安静的建筑物。

2.0.7 对噪声敏感的企业　noise-sensitive enterprise

内部工作性质或使用状况要求安静的企业。

2.0.8 噪声控制专用设备　equipment specified for noise control

专门为控制噪声而设计、生产或制造的设备。

2.0.9 高噪声设备　high noise equipment

辐射噪声对工作环境或生活环境产生明显影响的设备。

2.0.10 隔声　sound insulation

利用隔声材料和隔声结构阻挡声能的传播，把声源产生的噪声限制在局部范围内，或在噪声的环境中隔离出相对安静的场所。

2.0.11 透射系数 transmission coefficient

在给定频率的条件下，通过材料后透射的声能量与入射的声能量之比。

2.0.12 扩散声场 diffuse sound field

能量密度均匀、在各个传播方向作无规分布的声场。

2.0.13 声桥 sound bridge

在双层或多层隔声结构中两层间的刚性连接物、声能以振动的方式通过它在两层中传播。

2.0.14 声阱 sound lock

具有大量声能吸收的小室或走廊，其用途是使室内两边可以相通但声耦合很小，从而提高两个分隔室的隔声能力。

2.0.15 消声器 muffler

具有吸声衬里或特殊形状的气流管道，可有效地降低气流中的噪声。

2.0.16 吸声 sound absorption

声波通过某种介质或射到某介质表面时，声能减少或转换为其他能量的过程。

2.0.17 隔振 vibration isolation

利用弹性支撑降低系统对外加激励起响应的能力。在稳定状态时，隔振用传递比的倒数表示。

2.0.18 插入损失 insertion loss

在插入噪声控制设备前后，某一测点位置的声压级差。

3 工业企业噪声控制设计限值

3.0.1 工业企业内各类工作场所噪声限值应符合表3.0.1的规定。

表3.0.1 各类工作场所噪声限值

工作场所	噪声限值[dB(A)]
生产车间	85
车间内值班室、观察室、休息室、办公室、实验室、设计室室内背景噪声级	70
正常工作状态下精密装配线、精密加工车间、计算机房	70
主控室、集中控制室、通信室、电话总机室、消防值班室，一般办公室、会议室、设计室、实验室室内背景噪声级	60
医务室、教室、值班宿舍室内背景噪声级	55

注：1 生产车间噪声限值为每周工作5d，每天工作8h等效声级；对于每周工作5d，每天工作时间不是8h，需计算8h等效声级；对于每周工作日不是5d，需计算40h等效声级；

2 室内背景噪声级指室外传入室内的噪声级。

3.0.2 工业企业脉冲噪声C声级峰值不得超过140dB。

3.0.3 工业企业厂界噪声限值应符合现行国家标准《工业企业厂界环境噪声排放标准》GB 12348的有关规定。

4 工业企业总体设计中的噪声控制

4.1 一 般 规 定

4.1.1 工业企业总体设计中的噪声控制应包括厂址选择、总平面设计、工艺、管线设计与设备选择以及车间布置中的噪声控制。

4.1.2 工业企业噪声控制设计应包括可行性研究报告中噪声控制部分的编写、初步设计说明书中噪声控制部分的编写、施工图设计中各种噪声控制设施的设计以及建设项目竣工后，对于未能满足噪声控制设计目标要求的部分修改与补充设计。

4.2 厂 址 选 择

4.2.1 产生高噪声的工业企业，其厂址选择应符合所在区域总体城乡规划和工业布局的要求，且不宜在噪声敏感建筑物集中区域选择厂址。

4.2.2 产生高噪声的工业企业的厂址，应位于城镇居民集中区的当地常年夏季最小频率风向的上风侧；对噪声敏感的工业企业的厂址，应位于周围主要噪声源的当地常年夏季最小频率风向的下风侧。

4.2.3 对噪声敏感的企业，厂址不宜选择在高噪声环境区域中，并应远离交通干线、飞机场及主要航线。

4.2.4 工业企业的厂址选择，应利用天然缓冲地域。

4.3 总平面设计

4.3.1 工业企业的总平面布置，在满足工艺流程要求的前提下，应符合下列规定：

1 结合功能分区与工艺分区，应将生活区、行政办公区与

生产区分开布置，高噪声厂房与低噪声厂房分开布置。工业企业内的主要噪声源宜相对集中，并宜远离厂内外要求安静的区域。

2 主要噪声源及生产车间周围，宜布置对噪声不敏感的、高大的、朝向有利于隔声的建筑物、构筑物。在高噪声区与低噪声区之间，宜布置仓库、料场等。

3 对于室内要求安静的建筑物，其朝向布置与高度应有利于隔声。

4.3.2 工业企业的立面布置，应利用地形、地物隔挡噪声；主要噪声源宜低位布置，对噪声敏感的建筑宜布置在自然屏障的声影区中。

4.3.3 工业企业厂区内交通运输设计，在满足各种使用功能要求的前提下，应符合下列规定：

1 厂区内主要交通运输线路不宜穿过噪声敏感区；

2 在厂区内交通运输线路两侧布置生活、行政设施等建筑物，应与其保持适当距离；

3 在噪声敏感区布置道路，宜采用尽端式布置。

4.3.4 当工业企业总平面设计中采用本规范第4.3.1～4.3.3条措施后，仍不能达到噪声设计标准时，应采取噪声控制措施或在各厂房、建筑物之间设置必要的防护距离。

4.4 工艺、管线设计与设备选型

4.4.1 工业企业的工艺设计，在满足生产要求的前提下，应符合下列规定：

1 应减少冲击性工艺；

2 块状物料输送应降低落差；

3 应采用减少向空中排放高压气体的工艺；

4 采用操作机械化和运行自动化的设备工艺，宜远距离监视操作。

4.4.2 工业企业的管线设计，在满足工艺要求的前提下，应符合下列规定：

1 应降低管道内的流速，管道截面不宜突变，管道连接宜采用顺流走向；

2 管线上阀门宜选用低噪声产品；

3 管道与振动强烈的设备连接，应采用柔性连接；

4 振动强烈的管道的支撑，不宜采用刚性连接；

5 辐射强噪声的管道，宜布置在地下或采取隔声、消声处理措施。

4.4.3 工业企业设计中的设备选型，宜选用噪声较低、振动较小的设备。主要噪声源设备的选择，应收集和比较同类型设备的噪声指标后综合确定。

4.4.4 工业企业设计中的设备选型应包括噪声控制专用设备。

4.5 车间布置

4.5.1 在满足工艺流程要求的前提下，高噪声设备宜相对集中，并宜布置在车间的一隅。当对车间环境仍有明显影响时，则应采取隔声等控制措施。

4.5.2 振动强烈的设备不宜设置在楼板或平台上。

4.5.3 设备布置时，应预留配套的噪声控制专用设备的安装和维修所需的空间。

5 隔声设计

5.1 一般规定

5.1.1 将噪声控制在局部空间范围内的场合应进行隔声设计。

5.1.2 对声源进行的隔声设计，可采用隔声罩或声源所在车间采取隔声围护的结构形式；对噪声传播途径进行的隔声设计，可采用隔声屏障的结构形式；对接收者进行的隔声设计，可采用隔声间的结构形式。必要时也可同时采用上述几种结构形式。

5.1.3 对车间内独立的强噪声源，在满足操作、维修及通风冷却等要求的情况下，根据隔声罩的插入损失，采用相应形式的隔声罩。隔声罩插入损失可按表 5.1.3 的规定选取。

表 5.1.3 隔声罩的插入损失

隔声罩结构形式	插入损失[dB(A)]
固定密封型	30～40
活动密封型	15～30
局部开敞型	10～20
带有通风散热消声器的隔声罩	15～25

5.1.4 声源所在车间采取的隔声围护结构可根据隔声量要求，按本规范第 5.1.7 条的规定进行设计。

5.1.5 对人员多、强噪声源分散的大车间，可设置隔声屏障或带有生产工艺孔洞的隔墙，将车间在平面上划分为几个不同强度的噪声区域。隔声屏障的设计插入损失可在 10dB（A）～20dB（A）范围内选取；对高频声源，隔声屏障的设计插入损失可选取较高值。

5.1.6 当不宜对声源作隔声处理，且操作管理人员不定期停留在设备附近时，应在设备附近设置控制、监督、观察、休息用的隔声间。隔声间的设计插入损失，可在 20dB（A）～50dB（A）

的范围内选取。

5.1.7 组合隔声构件的隔声量设计宜符合下式规定：

$$S_{G1}\tau_1 = S_{G2}\tau_2 = \cdots\cdots = S_{Gi}\tau_i \tag{5.1.7}$$

式中：S_{Gi}——某一构件的面积（m^2）；

τ_i——与构件 S_{Gi}对应的透射系数。

5.1.8 隔声设计应防止孔洞与缝隙的漏声。对于构件的拼装节点、电缆孔、管道的通过部位等声通道，应进行密封或消声处理设计。

5.2 隔声设计程序和方法

5.2.1 隔声设计应按下列步骤进行：

1 由声源特性和受声点的声学环境估算受声点的各倍频带声压级和 A 声级；

2 确定受声点各倍频带的允许声压级和允许 A 声级；

3 计算各倍频带和 A 声级所需隔声量；

4 选择适当的隔声结构与构件。

5.2.2 受声点各倍频带的声压级估算应符合下列规定：

1 当室内只有一个声源时，估算受声点各倍频带的声压级，应首先查找、估算或测量声源中心频率为 125Hz～4000Hz 的 6 个倍频带的声功率级，然后根据声源特性和声学环境，按下列公式计算：

$$L_P = L_W + 10 \cdot \lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \tag{5.2.2-1}$$

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} = \frac{A}{1-\bar{\alpha}} \tag{5.2.2-2}$$

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum S_i\alpha_i}{\sum S_i} \tag{5.2.2-3}$$

式中：L_P——受声点各倍频带声压级（dB）；

L_W——声源各倍频带声功率级（dB）；

Q——声源指向性因素；当声源位于室内几何中心时，Q=1；当声源位于室内地面中心或某一墙面中心时，Q=2；当声源位于室内某一边线中点时，Q=

4；当声源位于室内某一角落时，$Q=8$；

r ——声源至受声点的距离（m）；

R ——房间常数（m^2）；

S ——房间内总表面积（m^2）；

$\bar{\alpha}$ ——房间内某个倍频带的平均吸声系数；

S_i ——房间内某一表面积（m^2）；

α_i ——房间内与 S_i 对应的吸声系数；

A ——房间内某个倍频带的总吸声量（m^2）。

2 当有多个声源时，可分别求出各声源在受声点产生的声压级，然后按声压级的合成法则计算受声点各倍频带的声压级。

5.2.3 受声点各倍频带的允许声压级应根据本规范第 3.0.1 条规定的噪声限值计算或按表 5.2.3-1 取值。倍频带允许声压级应按下列公式计算：

$$L_{Pa}=a+bNR \tag{5.2.3-1}$$

$$NR=L_A-5 \tag{5.2.3-2}$$

式中：L_{Pa} ——各倍频带允许声压级（dB）；

NR ——噪声评价数；

a、b ——与各倍频带声压级有关的常数，按表 5.2.3-2 的规定确定；

L_A 噪声限值。

表 5.2.3-1 倍频带允许声压级

噪声限值 [dB(A)]	倍频带允许声压级（dB）							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
85	99	92	86	83	80	78	76	74
80	95	87	82	78	75	73	71	69
75	91	83	77	73	70	68	66	64
70	87	79	72	68	65	62	61	59
65	83	74	68	63	60	57	55	54
60	79	70	63	58	55	52	50	49
55	75	66	59	54	50	47	45	44
50	71	61	54	49	45	42	40	38

表 5.2.3-2 与各倍频带声压级有关的常数

倍频程中心频率（Hz）	a（dB）	b（dB）
63	35.5	0.790
125	22.0	0.870
250	12.0	0.930
500	4.8	0.974
1000	0	1.000
2000	−3.5	1.015
4000	−6.1	1.025
8000	−8.0	1.030

5.2.4 受声点各倍频带所需隔声量应按下式计算：

$$TL_a = L_P - L_{Pa} + 5 \quad (5.2.4)$$

式中：TL_a——各倍频带所需隔声量（dB）。

5.2.5 隔声结构与隔声构件的设计应满足各倍频带所需隔声量的要求。

5.2.6 隔声罩的结构设计应有足够的吸声衬面，各倍频带的插入损失应满足所需隔声量的要求，可按下式计算：

$$IL = TL_0 + 10 \cdot \lg \frac{A}{S_Z} \quad (5.2.6)$$

式中：IL——各倍频带的插入损失（dB）；

TL_0——隔声构件各倍频带的固有隔声量（dB）；

A——隔声罩内各倍频带的总吸声量（m^2）；

S_Z——隔声构件的透声面积（m^2）。

5.2.7 对声源所处车间为近似扩散声场的情况，隔墙或窗户各倍频带所需隔声量，可按下式计算：

$$TL_a = L_{P1} - L_{P2} - 1 \quad (5.2.7)$$

式中：L_{P1}——车间内部各倍频带的声压级（dB）；

L_{P2}——车间外部各倍频带的允许声压级（dB）。

5.3 隔声结构的选择与设计

5.3.1 设计隔声结构应收集隔声构件固有隔声量的实测数据。

5.3.2 单层隔声结构的设计应符合下列规定：

1 应使被控制噪声源的峰值频率处于结构的共振频率和吻合频率之间；

2 可选用复合隔声结构。

5.3.3 双层隔声结构的设计应符合下列规定：

1 隔声结构的共振频率应低于被控制噪声源的峰值频率；空气层的厚度不宜小于 50mm；

2 隔声结构的吻合频率不宜出现在中频段；双层结构各层的厚度不宜相同，或采用不同刚度，或加阻尼；

3 双层结构间的连接应减少出现声桥；

4 双层结构间宜填充多孔吸声材料。

5.3.4 隔声门窗的设计与选用应符合下列规定：

1 在满足隔声要求的前提下应选用定型产品；

2 应防止缝隙漏声，同时门扇和窗扇的隔声性能应与缝隙处理的严密性相适应；

3 对采用单层隔声门不能满足隔声要求的情况，可设计有两道隔声门的声闸；声闸的内壁面，应具有较高的吸声性能；两道门宜错开布置；

4 对采用单层隔声窗不能满足隔声要求的情况，可设计双层或多层隔声窗；

5 特殊情况可设计专用的隔声门窗。

5.3.5 隔声间的设计应符合下列规定：

1 对隔声要求高的隔声间，宜采用以实心砖等建筑材料为主的隔声结构；必要时，墙体与屋盖可采用双层结构，门窗等隔声构件宜采用有两道隔声门的声闸与多层隔声窗。

2 隔声间的组合隔声量可按下列公式计算：

$$TL = 10 \cdot \lg \frac{1}{\bar{\tau}} \quad (5.3.5\text{-}1)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\Sigma S_{Gi}\tau_i}{\Sigma S_{Gi}} \quad (5.3.5\text{-}2)$$

式中：TL ——隔声间的组合隔声量（dB）；

$\bar{\tau}$ ——隔声间的平均透射系数。

3 所有的散热通风以及工艺孔洞，均应设有消声器，其消声量应与隔声间的隔声量相当。

5.3.6 隔声罩的设计应符合下列规定：

1 隔声罩宜采用带有阻尼层的钢板制作，阻尼层厚度宜为金属板厚的 1 倍～3 倍；

2 隔声罩内壁面与机械设备间应留有一定的空间，各内壁面与设备的空间距离宜大于 100mm；

3 隔声罩的内侧面应设吸声层；

4 隔声罩所有的散热通风、排烟以及生产工艺孔洞，均应设有消声器，其消声量应与隔声罩的隔声量相当；

5 应防止隔声罩振动向外辐射噪声。

5.3.7 隔声屏障的设置应靠近声源或接收者。室内设置隔声屏障时，应在室内安装吸声体。

6 消声设计

6.1 一般规定

6.1.1 降低空气动力机械辐射的空气动力性噪声或噪声源隔声围护结构散热通风口、工艺孔洞等辐射出的噪声应进行消声设计。

6.1.2 在空间允许的情况下，消声器装设位置应符合下列规定：

1 空气动力机械进（排）气口敞开的，应在靠近进（排）气口处装设进（排）口消声器；

2 空气动力机械进（排）气口均不敞开的，但管道隔声差，且管道经过空间的噪声不能满足要求时，应装设消声器；

3 噪声源隔声围护结构孔洞辐射噪声的，应在孔洞处装设消声器。

6.1.3 消声器的插入损失，应根据消声设计要求确定。

6.1.4 消声器引起的压力损失应控制在设备正常运行许可的范围内。

6.1.5 消声器产生的气流再生噪声对环境的影响不得超过该环境允许的噪声级。

6.1.6 消声器中气流速度应符合下列规定：

1 空调系统主管道消声器内气流速度不宜大于 10m/s；

2 鼓风机、压缩机、燃气轮机的进、排气消声器内气流速度不宜大于 30m/s；

3 内燃机进、排气消声器内气流速度不宜大于 50m/s；

4 高压排气放空消声器内气流速度不宜大于 60m/s。

6.1.7 消声器应坚固耐用，并应满足防潮、防火、防腐、耐高温、耐油污等要求。

6.2 消声设计程序和方法

6.2.1 消声设计应按下列步骤进行：

1 确定噪声源的各倍频带声功率级；

2 根据噪声源位置、噪声控制点（1个或若干个）位置，两者间的噪声传播路径特性以及控制点所在位置的房间特性（或室外环境特性），预测噪声控制点的各倍频带声压级和A声级；

3 根据噪声控制点允许的倍频带声压级（或A声级）限值，得到控制点的各倍频带声压级（或A声级）超标量；

4 根据超标量确定消声器各倍频带所需的插入损失，并选定满足要求的消声器；

5 根据选定消声器的插入损失和气流再生噪声数值，重新进行步骤2的计算，检查控制点的声压级，控制点的声压级应满足限值的要求；

6 当所选消声器不能满足要求，再根据超标量调整消声器的选型，重复进行步骤2的计算，直至满足要求。

6.2.2 噪声源中心频率为63Hz～8000Hz的8个倍频带的声功率级，应由噪声源设备制造商提供，当设备制造商不能提供，可通过测量、估算或查找资料等方法确定。

6.2.3 消声器的装设位置应根据辐射噪声的部位和传播噪声的途径，按本规范第6.1.2条的规定选定。

6.2.4 噪声控制点各倍频带的允许声压级应根据本规范第3.0.1条规定的噪声限值，按本规范公式（5.2.3）计算或按表5.2.3-1取值。

6.2.5 噪声控制点的预测声压级，可按本规范公式（5.2.2）计算，传播路径上各部件的插入损失和气流再生噪声，应根据各部件制造商提供的资料以及国家现行有关标准进行计算。

6.2.6 消声器的类型应根据噪声频谱特性、所需插入损失、气流再生噪声、空气动力性能以及防潮、防火、防腐蚀等特殊使用要求确定。

6.2.7 消声器的型号选择应根据定型消声器的性能参数确定，也可自行设计符合要求的消声器。

6.2.8 消声器产生的气流再生噪声有影响时，应降低气流速度或简化消声器结构。

6.3 消声器的选择与设计

6.3.1 当噪声呈中高频宽带特性时，消声器的类型可采用阻性形式。阻性消声器的静态消声量，可按下式计算：

$$M=\frac{\varphi(\alpha_0)Pl}{S_X} \tag{6.3.1}$$

式中：M——消声器内无气流情况下的消声量（dB）；

$\varphi(\alpha_0)$——消声系数，由法向吸声系数 α_0 决定，可按表 6.3.1 的规定确定；

P——消声器通道内吸声材料的饰面周长（m）；

l——消声器的有效长度（m）；

S_X——消声器通道截面积（m^2）。

表 6.3.1 消 声 系 数

α_0	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90～1.00
$\varphi(\alpha_0)$	0.10	0.20	0.40	0.55	0.70	0.90	1.00	1.20	1.50

6.3.2 设计阻性消声器应防止高频失效的影响，其上限截止频率可按下式计算：

$$f=1.85\frac{c}{D} \tag{6.3.2}$$

式中：f——上限截止频率；

c——声速，常温常压下可取 340m/s；

D——消声器通道截面的当量直径（m）。

6.3.3 阻性消声器结构形式的选择应符合下列规定：

1 当量直径不大于 300mm 时，可选用直管式消声器；

2 当量直径大于 300mm 时，可选用片式或折板式消声器，

片间距宜取 100mm～200mm，折板式消声器消声片的弯折应满足视线不能透过的要求，折角角度不宜大于 20°；

3 消声通道可采用正弦波形、流线形或菱形的结构形式，其弯折角度应满足视线不能透过的要求；

4 气流流速较低的通风管道系统，可采用迷宫式消声器，消声器的小室宜为 3 个～5 个，消声器内的气流速度宜小于 5m/s；

5 对风量不大、风速不高的通风空调系统，可选用消声弯头，消声弯头内的气流速度宜小于 8m/s。

6.3.4 当噪声呈明显低中频脉动特性时，或气流通道内不宜使用阻性吸声材料时，消声器的类型可选用扩张室式。扩张室式消声器的设计应符合下列规定：

1 扩张室式消声器的消声量，可用增加扩张比的方法提高，其消声频率特性，可用改变室长的方法来调节；

2 将几个扩张室串联使用来增大消声量时，各室长度不应相等；

3 应在室内插入长度分别等于室长的 1/2 与 1/4 的内接管，内接管宜采用穿孔率不小于 30％的穿孔管连接起来；

4 扩张室式消声器的内管管道直径超过 400mm 时，宜采用多管式。

6.3.5 当噪声呈低中频特性时，消声器的类型可采用共振式，共振式消声器的设计应符合下列规定：

1 单通道共振式消声器，其通道直径不宜超过 250mm，对大流量系统可采用多通道，每个通道的宽度可取100mm～200mm；

2 共振式消声器的腔长、宽、深尺寸均宜小于共振频率波长的 1/3，穿孔应集中在共振腔中部均匀分布，穿孔部分长度不宜超过共振频率波长的 1/12。

6.3.6 对于下列情形，消声器的类型可选择微穿孔或微缝金属板式：

1 消声器不宜使用多孔吸声材料而又需要在宽频带范围内

具有比较高的消声量；

2 消声器需在温度高、湿度大和流速高介质条件下使用。

6.3.7 高压排气放空噪声的消声设计，宜采用节流减压、小孔喷注及节流减压小孔喷注复合等排气放空消声器。排气放空消声器的设计应符合下列规定：

1 节流减压消声器的节流级数，应根据驻压比确定，宜取2级～5级。对超高压的情况，也可多至8级；

2 小孔喷注消声器的孔径宜为1mm～3mm，孔中心距应大于孔径的5倍，总开孔面积应大于原排气口面积的1.5倍～2倍；

3 节流减压小孔喷注复合消声器可由1级～2级节流减压加1级小孔喷注组成。

7 吸声设计

7.1 一般规定

7.1.1 当原有吸声较少、混响声较强的各类车间厂房进行降噪处理时，应进行吸声设计。

7.1.2 吸声处理的降噪量可按表7.1.2的规定估算。

表7.1.2 吸声处理的降噪量

车间厂房类型	一般车间厂房	混响很严重的车间厂房	几何形状特殊（声聚焦）混响极严重的车间厂房
降噪量[dB(A)]	3～5	6～10	11～12

7.1.3 吸声设计中应合理地确定吸声处理面积。

7.1.4 吸声设计应满足防火、防潮、防腐、防尘等工艺与安全卫生要求；同时还应满足通风、采光、照明及装修要求，为吸声材料设置的埋件，应满足施工方便、坚固耐用的要求。

7.2 吸声设计程序和方法

7.2.1 吸声设计应按下列步骤进行：

1 确定吸声处理前室内的各倍频带的声压级和总的A声级；

2 确定降噪地点的各倍频带允许声压级和允许总的A声级，计算所需吸声降噪量；

3 确定吸声处理前的室内平均吸声系数；

4 计算吸声处理后应有的室内平均吸声系数；

5 确定吸声材料的类型、数量与安装方式。

7.2.2 车间厂房吸声处理前中心频率为125Hz～4000Hz的6个

倍频带的声压级和 A 声级，可实测或按本规范公式（5.2.2）计算。

7.2.3 降噪地点各倍频带的允许声压级应根据本规范第 3.0.1 条规定的噪声限值，按本规范公式（5.2.3）计算或按表 5.2.3-1 取值。所需吸声降噪量可将室内吸声处理前的声压级减去允许声压级得出。

7.2.4 吸声处理前的室内平均吸声系数，可通过测量房间混响时间或计算求得。

7.2.5 吸声处理后应有的室内平均吸声系数，可根据所需降噪量和吸声处理前的室内平均吸声系数，按下式计算：

$$\bar{\alpha}_2 = \bar{\alpha}_1 \cdot 10^{\frac{\Delta L_P}{10}} \tag{7.2.5}$$

式中：ΔL_P —— 吸声降噪量（dB）；

$\bar{\alpha}_1$ ——吸声处理前的室内平均无规入射吸声系数；

$\bar{\alpha}_2$ ——吸声处理后应有的室内平均无规入射吸声系数。

注：公式（7.2.5）适用于 $\bar{\alpha}_2 \leqslant 0.5$ 的场合。

7.2.6 吸声构件的种类、数量与安装方式，应根据吸声处理后所需的室内平均吸声系数的要求，按本规范第 7.3 节的规定确定。

7.2.7 吸声设计的效果，可采用吸声降噪量及室内工作人员的主观感觉效果来评价。吸声降噪量应通过实测吸声处理前后室内相应位置的噪声水平来求得，也可通过测量混响时间求得。

7.3 吸声构件的选择与设计

7.3.1 吸声构件的设计与选择应符合下列规定：

1 吸声材料的吸声系数可由制造商提供，当制造商不能提供，可通过测量、估算或查找资料等方法确定；

2 中高频噪声的吸声降噪设计，可采用常规成型吸声板，密度较小或薄的玻璃棉板等多孔吸声材料，需要时可设置穿孔板等护面材料；

3 宽频带噪声的吸声降噪设计，可在材料背后设置空气层或增加多孔吸声材料的厚度、面密度；

4 低频噪声的吸声降噪设计，可采用穿孔板共振吸声结构，为增加吸声频带宽度，可在共振腔内填充适量的多孔吸声材料；

5 室内湿度较高或有清洁要求的吸声降噪设计，可采用薄膜覆面的多孔吸声材料或单、双层微穿孔板等吸声结构。

7.3.2 吸声处理方式的选择应符合下列规定：

1 所需吸声降噪量较高、房间面积较小的吸声设计，宜对屋顶、墙面同时进行吸声处理；

2 所需吸声降噪量较高、车间面积较大时，车间吸声体面积宜取房间屋顶面积的 40%或室内总表面积的 15%，对于扁平状大面积车间的吸声设计，可只对屋顶吸声处理；

3 声源集中在车间局部区域而噪声影响整个车间的吸声设计，应在声源所在区域的屋顶及墙面作局部吸声处理，且宜同时设置隔声屏障；

4 吸声降噪设计宜采用空间吸声体的方式；空间吸声体宜靠近声源。

8 隔振降噪设计

8.0.1 当对产生较强振动或冲击，引起固体传声及振动辐射噪声的动力设备进行噪声控制时，应进行隔振降噪设计。

8.0.2 隔振降噪设计的目标值应根据本规范第3.0.1条规定的噪声限值确定。

8.0.3 对于楼板上的隔振系统，其楼下房间内的降噪量可按下式估算：

$$\Delta L_{\mathrm{P}} \approx \Delta L_{\mathrm{V}} \approx 20 \cdot \lg \frac{1}{T} \qquad (8.0.3)$$

式中：ΔL_{P}——隔振前、后楼下房间内声压级的改变量（dB）；

ΔL_{V}——隔振前、后楼板振动速度级的改变量（dB）；

T——隔振系统的传递率。

8.0.4 隔振降噪设计应按现行国家标准《隔振设计规范》GB 50463的有关规定执行。

本规范用词说明

1 为便于在执行本规范条文时区别对待，对要求严格程度不同的用词说明如下：

1）表示很严格，非这样做不可的：
正面词采用“必须”，反面词采用“严禁”；

2）表示严格，在正常情况下均应这样做的：
正面词采用“应”，反面词采用“不应”或“不得”；

3）表示允许稍有选择，在条件许可时首先应这样做的：
正面词采用“宜”，反面词采用“不宜”；

4）表示有选择，在一定条件下可以这样做的，采用“可”。

2 条文中指明应按其他有关标准执行的写法为：“应符合……规定”或“应按……执行”。

引用标准名录

1 《隔振设计规范》GB 50463

2 《工业企业厂界环境噪声排放标准》GB 12348

中华人民共和国国家标准

工业企业噪声控制设计规范

GB/T 50087-2013

条 文 说 明

修订说明

《工业企业噪声控制设计规范》GB/T 50087－2013经住房和城乡建设部2013年11月29日第237号公告批准、发布。

本规范是在《工业企业噪声控制设计规范》GBJ 87－85的基础上修订而成，上一版的主编单位是北京市劳动保护科学研究所，参加单位是中国建筑科学研究院、中国科学院声学研究所、上海民用建筑设计院、上海化工设计院、冶金工业部重庆钢铁设计研究院、冶金工业部北京钢铁设计研究总院、机械工业部设计研究总院、电子工业部第十一设计研究院、航空工业部第四规划设计研究院、化学工业部第四设计院、中国环境科学研究院，主要起草人是：方丹群、陈潜、孙家其、孙凤卿、董金英、吴大胜、张敬凯、陈道常、章奎生、徐之江、梁其和、穆惕乾、周光源、杨臣钧、肖净岚、李芳年、陈律华、朱汝州、刘惠媛、江珍泉、冯瑀正、封根泉、虞仁兴、戚丹。本次修订的主要技术内容是：1.增加了脉冲噪声限值内容；2.各类工作场所的噪声限值作了适当的调整；3.对噪声与振动控制措施有关条文进行了修改。

本规范修订过程中，编制组根据近年来收集到的对工业企业噪声控制设计方面的意见，综合考虑工业企业噪声的现状、社会经济的发展水平、噪声控制技术的发展水平，并在广泛征求意见的基础上，最后经审查定稿。

为便于广大设计、施工、科研等单位有关人员在使用本规范时能正确理解和执行条文规定，《工业企业噪声控制设计规范》编制组按章、节、条顺序编制了本规范的条文说明，对条文规定的目的、依据以及执行中需注意的有关事项进行了说明。但是，本条文说明不具备与规范正文同等的法律效力，仅供使用者作为理解和把握规范规定的参考。

目　次

1 总 则

1.0.1 随着我国经济、科技的发展，工业企业数量越来越多，噪声源不断增多，这使得工业企业引起的噪声问题日益突出，要求降低噪声、改善工业企业内外声环境的呼声日益强烈。因此建设工业企业时，必须将噪声控制作为一个重要因素加以考虑。

1.0.2 在我国工程建设实践中，除了新建、改建和扩建工程外，还存在着大量的技术改造工程项目。技术改造工程的设计，虽然具有不同于新建、改建、扩建工程的许多特点，但在噪声控制设计的基本原则及隔声、消声、吸声、隔振等设计程序上，没有本质的差异。因此，本规范的规定也适用于技术改造项目。

1.0.3 解决工业企业噪声问题应该从规划设计、厂址选择、总平面设计、车间布置以及噪声控制等多方面采取措施，并且应该在各个设计阶段加以考虑。如果项目建成后再解决噪声问题，不仅所需的经费可能比在设计阶段就考虑解决噪声问题要多很多，而且还受到许多已不可改变的条件限制，从而难以达到最佳的降噪效果。

为了改善工业企业内外的声环境，减少后期解决噪声问题的难度和降低费用，新建、改建和扩建工程的噪声控制设计应与工程设计同步进行。需要项目建成后再确定是否采取降噪措施的建设项目，在设计时应考虑预留噪声控制措施占用的空间和建筑结构需要承受的载荷。

噪声控制设计宜有噪声控制专业技术人员参与设计工作，主要是由于工业企业噪声控制方面的工作量大、要求高，由专业的噪声控制工程技术人员来负责这项工作，将使工业企业的噪声控制效果更有保证。

1.0.4 噪声控制设计原则上应满足各方面的要求，这也是评价

噪声控制设计好坏的主要依据。如隔声罩，如果设置得不适当，确实可能影响操作、妨碍工艺流程和影响设备散热等；又如在噪声源多且分散的车间采取吸声降噪措施，可能花费很大降噪效果却很小。因此噪声控制设计应兼顾生产工艺、操作维修、降噪效果和技术经济性等各个方面。

必须全面地理解噪声控制的技术经济性。噪声控制措施并不是消极手段，国内外不少降噪技术对于降低能耗、增加机器出力，都有有益的作用；在许多场合，声源辐射噪声的降低往往意味着机械效率的提高；降噪手段往往还减少设备机体及建筑物的振动，从而延长建筑与设备的使用寿命；降噪能保障劳动者的健康，保障工作正常进行，避免事故，改善环境，则是无形节约。

1.0.5 控制噪声有三种技术手段：从声源上根治噪声，在噪声传播途径上控制噪声，噪声接收者的防护。

在声源上根治噪声，减少噪声的发射，比起形成噪声后再采取控制措施，不仅更为有效，而且可以节省费用。如有些低噪声风机比普通风机噪声低 10dB（A）以上，且低噪声风机增加的费用远小于普通风机采取噪声控制所需费用。因此，本规范的规定体现了声源降噪优先的原则。

对于采用低噪声工艺和设备仍然不能满足噪声限值的情况，尚应采取其他噪声控制措施。

1.0.6 对织布车间、飞机制造维修车间的铆接工段等噪声源多且分散的作业场所，在目前阶段尚无行之有效的技术手段，或因代价昂贵而无法推广，其噪声级难于降低到噪声限值以下。本条的规定实际上给出的是这种特殊情况下的变通途径。应当注意，适用本条规定的只是极少数的特例，而且是目前技术条件不能达到标准的场合。

2 术　　语

本规范中的术语，只是为了说明本规范中有关项目的物理意义，而不追求术语的全部完整定义。其中，部分术语按《声学名词术语》GB/T 3947－1996 给出，部分术语参考有关环境、卫生标准和习惯上常用的词汇编写。

2.0.1 参考《工业企业设计卫生标准》GBZ1－2010 给出。

2.0.2 参考《声学　环境噪声的描述、测量和评价　第1部分：基本参量和评价方法》GB/T 3222.1－2006 给出。

2.0.8 噪声控制专用设备通常包括：消声器、隔声屏障、隔声罩、隔声间、空间吸声体、隔振元件、阻尼材料等。

3　工业企业噪声控制设计限值

3.0.1　生产车间的噪声限值为噪声职业接触限值，噪声职业接触限值指劳动者在职业活动过程中长期反复接触，对绝大多数接触者的健康不引起有害作用的噪声容许接触水平。本条的规定主要指工业企业内人员直接暴露在高噪声环境（生产车间）下的噪声接触限值。噪声职业接触限值的规定主要依据是国内外有关标准。

1　国外有关标准

国外标准中噪声职业接触限值见表1。

表1　国外噪声职业接触限值

国家或地区	8h噪声限值［dB(A)］	交换率［dB(A)］	噪声限值最大值［dB(A)］	脉冲噪声峰值限值
阿根廷(1979)	90		110	
澳大利亚(2004)	85			140dB(C)
巴西(2003)	85			
加拿大(联邦)(1985)	87	3	120	
智利(1999)	85	5	115	140dB(线性)
芬兰(2006)*	87			200Pa
法国(2006)*	87			140dB(C)
德国(2007)	85	3		137dB(C)
匈牙利(1993)	85		125	
印度(1989)	90	3	115	140dB(线性)
以色列(1984)	85	3	115	140dB(线性)
意大利(1990)	90			140dB(200Pa)
荷兰(2011)*	87			200Pa

续表 1

国家或地区	8h 噪声限值[dB(A)]	交换率[dB(A)]	噪声限值最大值[dB(A)]	脉冲噪声峰值限值
新西兰(1995)	85	3		140dB(线性)
挪威(2006)	85			130dB(C)
西班牙(2006)*	87			140dB(C)
瑞典(2005)*	85		115	135dB(C)
英国(2005)*	87	3		140dB(C)
美国(OSHA 1981)	90	5	115	140dB(线性)
美国(ACGIH 2010)	85	3	139	140dB(C)
马来西亚(1989)	90		115	140dB(线性)
爱沙尼亚(2007)	85			137dB(C)
欧盟(2003)*	87			140dB(C)
日本(2010)	85	3	100	120dB(A)
新加坡(1997)	85	3	140dB(A)	
南非(2002)	85			135 dB(A)(线性)

注：* 该国家或地区现实行 2003/10/EC 标准。

2 国内有关标准

中华人民共和国国家职业卫生标准《工作场所有害因素职业接触限值 第 2 部分：物理因素》GBZ2.2－2007 规定：每周工作 5d，每天工作 8h，稳态噪声限值为 85dB(A)，非稳态噪声等效声级的限值为 85dB(A)；每周工作 5d，每天工作不是 8h，需计算 8h 等效声级，限值为 85dB(A)；每周工作日不是 5d，需计算 40h 等效声级，限值为 85dB(A)。工作场所噪声职业接触限值见表 2。

表 2 工作场所噪声职业接触限值

接触时间	接触限值[dB(A)]	备 注
5d/w，＝8h/d	85	非稳态噪声测量(或计算)8h 等效声级
5d/w，≠8h/d	85	计算 8h 等效声级
≠5d/w	85	计算 40h 等效声级

从上述标准来看，国外8h噪声限值基本在85dB(A)～90dB(A)之间，交换率为3 dB或5dB，《工作场所有害因素职业接触限值　第2部分：物理因素》GBZ2.2－2007规定8h噪声限值定为85dB(A)，交换率为3dB。

原规范GBJ 87－85规定8h噪声限值为90dB(A)，交换率为3dB。当时编制组根据工业噪声对人体健康影响的研究得出结论，从保护职工健康说，8h噪声限值定为85dB(A)是好的，但综合当时我国工业状况、经济费用的现实可能性以及当时卫生系统提出的新建企业噪声标准值宜定为90dB(A)的建议，经过反复磋商认为在当时90dB(A)的标准限值是合适的。鉴于《工作场所有害因素职业接触限值　第2部分：物理因素》GBZ2.2－2007规定8h噪声限值为85dB(A)，近年来我国工业企业噪声控制技术水平越来越高，各种新材料、新工艺以及新技术得到了应用，对大部分噪声已可进行控制，同时我国的经济已得到了极大的发展，具备了提高标准限值的财力保证，因此为了更好地保护工人的健康，确定8h噪声限值为85dB(A)，交换率为3dB。

对于连续噪声和脉冲噪声共存的工作场所，8h噪声限值85dB(A)的规定仍然适用，吴琨等《两个参数评价汽车制造业脉冲噪声作业达标率的比较》(职业与健康，2008年6月第24卷第12期)在接触频次为100次/d～10000次/d的情况下，经常出现车间内噪声值大于85dB(A)，而产生噪声污染的脉冲噪声作业岗位的声压级峰值反而低于《工作场所有害因素职业接触限值第2部分：物理因素》GBZ2.2－2007所规定的接触限值，车间内噪声评价虽然超标，但脉冲噪声岗位反而达标。因此在连续噪声与脉冲噪声共存在的环境中，选择8h噪声限值能够更确切地反映工人实际接触的噪声，为此本噪声接触限值适用于连续噪声和脉冲噪声共存的工作场所。

工业企业内其他各类工作场所噪声限值是对工业企业内这些工作场所产生的噪声的总体控制要求。这些工作场所内部噪声源产生的噪声超过限值的情况，原则上也应采取噪声控制措施使其

满足要求。

本次修订对原规范 GBJ 87－85 中高噪声车间设置的值班室、观察室、休息室的 2 类噪声限值（无电话通信要求和有电话通信要求）调整为 1 类（有电话通信要求）噪声限值，主要考虑目前这些场所基本存在电话通信需要。对其他工作场所噪声限值未作调整。

3.0.2 工业脉冲噪声引起的生物学效应究竟符合等能量学说还是等效应学说，目前争议仍较大，同时脉冲噪声对听觉器官的损伤与峰值声压级、持续时间、日接触次数、噪声频率等均有相关性。中华人民共和国国家职业卫生标准《工作场所有害因素职业接触限值　第 2 部分：物理因素》GBZ2.2－2007 规定的工作场所脉冲噪声职业接触限值见表 3。

表 3　工作场所脉冲噪声职业接触限值

工作日接触脉冲次数（n，次）	声压级峰值限值[dB(A)]
$n \leqslant 100$	140
$100 < n \leqslant 1000$	130
$1000 < n \leqslant 10000$	120

《工作场所有害因素职业接触限值　第 2 部分：物理因素》GBZ2.2－2007 标准中只有声压级峰值和日接触次数 2 个参数，存在一定的局限性，此外声压级峰值限值采用 A 计权峰值也值得商榷。国际上只有加拿大对脉冲噪声的接触次数进行了规定，在交换率为 5dB 的情况下与《工作场所有害因素职业接触限值　第 2 部分：物理因素》GBZ2.2－2007 标准中规定的数值是一致的，但其采用的是线性声压级峰值，在交换率是 3dB 的情况下，脉冲噪声计入连续性噪声测量等效声级。

但许多研究表明，对于占人群很小一部分的特别敏感的人来说，即使是一次剧烈的噪声也可以引起永久性听力损伤。大多数国家都已明确规定一次剧烈噪声或脉冲的声级峰值应小于或等于 140dB（C 计权或线性峰值），这和它们怎样被计入 8h 暴露噪声

无关。从现阶段的科学证据来看，这项附加的限值可能不是严格必要的，但它应当是审慎的。因此确定脉冲噪声C计权声压级峰值限值为140dB。

3.0.3 按有关法律的规定，现行《工业企业厂界环境噪声排放标准》GB 12348具有强制性执行的效力。

4 工业企业总体设计中的噪声控制

4.1 一 般 规 定

4.1.1 本条规定了工业企业总体设计中噪声控制的要求。

工业企业总体设计中的噪声控制，不限于通常意义上的总平面设计、总图设计等；它包括了除常规噪声控制技术措施隔声、消声、吸声、隔振等外的大部分内容，实际上工业企业噪声控制设计是贯穿于从厂址选择、车间布置、设备选型到管线设计的整个工程设计全过程中的。正确进行总体设计，可以从根本上经济而有效地减少工业企业的噪声源，降低对周围环境的干扰，并极大减少噪声控制工程设计的工作量。

4.1.2 本条规定了工业企业噪声控制设计的内容。

建设项目可行性研究报告涉及规划、厂址选择、工艺、总平面布置等内容，是这些内容出现的源头，而这些内容在降低噪声源影响的方面有重要作用，因此在可行性研究阶段注意噪声问题将使噪声源影响降低到最小程度。

初步设计必须有环境保护篇章和职业卫生安全专篇，以确保环境影响评价报告、职业卫生安全预评价报告及相关部门的审批意见所列各项要求或措施得到落实。

在实际情况中，可行性研究报告和初步设计过程对噪声问题不够重视，因此本条作了关于编写噪声控制部分的规定。

本条还规定了在建设工程竣工后对噪声控制要作必要的修改与补充设计，这是因为：在目前的技术水平下，由于某些计算公式的近似性、加工工艺的不尽理想以及材料性能的不稳定，有时噪声控制的实际效果会偏离设计的预想。

4.2 厂 址 选 择

4.2.1 本条规定的目的是确保区域规划的实现和厂界噪声满足本规范第3章的规定。

4.2.2 噪声沿顺风方向和逆风方向传播，由于声线弯折方向的不同，会有很大的差异。为使居住区受到的影响最小，应使工业企业处在城镇居民集中区的最小频率风向的上风侧。由于建筑物室内噪声污染程度同建筑物的门窗开闭状况关系很大，夏季是受噪声干扰最严重的季节，故作了关于夏季的规定。

4.2.3 本条规定的目的是为内部工作性质或使用状况要求安静的工业企业创造较安静的外部声环境。交通干线指铁路、高速公路、一级公路、二级公路、城市快速路、城市主干路、城市次干路、城市轨道交通线路、内河航道等。

4.2.4 尽管《工业企业厂界环境噪声排放标准》GB 12348对厂界噪声排放限值已作了明确的规定，但在工业企业厂址附近利用天然缓冲地域仍是必要的，为此作了本条规定。

天然缓冲地域是指厂址附近在近期或远期都不会设置噪声敏感建筑物的天然隔离带，诸如沙石荒滩、宽阔水面、农田森林、山岳丘陵等。

4.3 总平面设计

4.3.1 设立本条的原则是闹静分离。高噪声厂房指内部噪声对外部环境产生明显影响的厂房(如高炉、空压机站、锻压车间、发动机试验台站等)。第3款规定的意思是：要求安静的建筑物，门窗不要面向噪声源；其排列应使建筑多数面积位于较安静的区域中；其高度的设计不宜使其暴露在许多强声源的直达声场中。

4.3.2 本条规定“主要噪声源宜低位布置”，包括从地形上和从楼层上两方面的考虑。低位布置可以有效地缩小污染范围。

4.3.3 本条规定的目的是缩小噪声影响的范围和受干扰的人数。道路尽端式布置指端尽头不与其他道路相连或相交的道路。

4.3.4 本条作了采取噪声控制措施或保持必要防护距离的原则规定。由于噪声源对外干扰的程度取决于多方面的因素，因此本规范不能做出防护距离设计的具体数值。

在工业企业采取噪声控制措施，投资规模往往较大；建筑物间拉大间距，往往占用土地较多。因此，选择此项措施需慎重，应优先考虑总平面设计中的其他措施。

4.4 工艺、管线设计与设备选型

4.4.1 本条列举的几种工艺设计降噪声方法，是由工程实践中总结而得的。

关于减少高压排气的典型例子是电厂锅炉升炉时采用滑参数运行。操作机械化，运行自动化，实现远距离监视操作，对于噪声控制而言有两方面的意义，一是操作人员远离声源从而降低了接触的噪声级；二是为设置隔声罩、物料输送消声通道等设施创造条件。

4.4.2 本条规定的目的是降低管道系统的空气动力性噪声，主要是降低湍流噪声。同时隔绝管道振动引起的固体声的传播。

4.4.3 许多设备制造厂家并不提供其产品的噪声指标，这给设备选型造成了困难。本条仅对主要噪声源设备作出了相应的原则性规定，这是从现状出发来考虑的。主要噪声源设备，指对工业企业噪声水平起决定作用的设备。

4.4.4 噪声控制专用设备近年来在我国已获得迅速的发展。许多消声器、隔声罩、吸声体等，已可选用定型产品而不必自行设计制造。相关产品的选用，可参阅有关的产品手册等资料。

4.5 车 间 布 置

4.5.1 本条规定的目的一是为了降低车间某些区域的噪声，二是为了便于控制噪声传播，如对高噪声设备整体安装隔声罩或设置隔声屏障等。也可根据情况为值班人员设置隔声间。

4.5.2 振动强烈的设备一般噪声辐射强且容易导致固体传声。

当设计多层厂房时，这类设备宜布置于底层或开有生产工艺孔洞的地下室内。如工艺要求必须设置在楼板或平台上，则应采取隔振措施，同时应考虑隔振措施的附加载荷，平台是指厂房内因工艺需要设置的钢结构或混凝土结构的易于引起固体传声的平面设施。

4.5.3 本条规定包含两层意思：一是设计中已采取控制措施，配用的噪声控制设备自然应留有必要的空间；二是设计中虽然没有采取控制措施，但预计将来有可能要增加噪声控制设施的，也应预留必要的空间。在现有企业的技术改造工程中，常常出现由于强噪声源周围空间所限而无法进行噪声控制的实例。噪声控制设施的维修，往往为人所忽视。许多大型噪声控制设施，维修时需要拆卸放置到附近的空位上操作，因此也必须留有空间。

5 隔声设计

5.1 一般规定

5.1.1 本条规定了隔声设计的要求。

5.1.2 只有首先确定隔声的结构形式，才能进而选择隔声构件与材料，因此本条从声源、传播途径和接收者三个方面对隔声的结构形式作出了规定。

从声源着手，可使用较少的材料将噪声控制在较小的范围内，因而技术经济效果较好。根据我国工程的实际经验，各类隔声罩大概能隔绝噪声10dB(A)～40dB(A)。

从传播途径着手，只对受直达声危害较大的区域有显著的效果，隔声屏障可以是轻质结构，也可以是墙体、路堑、土堤、房屋建筑等。

从接收者着手，使用的材料也较少，但噪声控制的有效范围要小得多。其优点是未对声源设备的运行、操作、监视、检修增加任何妨碍物。

隔声设计有时也可以同时采用几种措施，因此如何使生产工艺、隔声效果、技术经济性几方面都比较合理，必须要作方案的比选。

5.1.3 隔声罩的插入损失数值，是由工程实践中归纳总结出的。

固定密封型隔声罩是指各组合部件均不可经常开启或装卸的密封性良好的隔声罩。活动密封型隔声罩是指密封性良好，但为操作或检修需要留有易于启闭的门窗的隔声罩。局部开敞式隔声罩是指由于结构所限，或为装配、通风散热、检修所需而局部未加封闭的隔声罩。

5.1.5 对于车间大、工人多和强噪声源分散的复杂情况，必须对整个车间的噪声分布与操作工人分布的情况进行详细的分析，

确定如何划分噪声强弱不同的几个区域，再分别进行噪声控制。

5.1.7 本条规定体现的是等传声量的原则。隔声设计若不符合此项原则，其结果是或者某一部分成为漏声的主要通道，或者某一部分使用隔声性能过高的材料，从而增加不必要的经济投入。

5.1.8 隔声构件在设计中基本是没有缝隙的，然而实际制造出的隔声构件大多存在缝隙，主要是由于加工工艺所引起。合理周密的设计，可以尽量减少加工工艺引起的缝隙漏声。由于构件的拼装节点、电缆孔、管道的通过部位等的漏声容易被忽略，因此规定了针对这些部位应作密封或消声处理设计。

5.2 隔声设计程序和方法

5.2.1 本条规定了隔声设计的步骤，即各阶段的先后顺序。

5.2.2 声压级的合成法则计算公式为：

$$L_P = 10 \cdot \lg \sum_i (10^{0.1L_{Pi}}) \tag{1}$$

5.2.4 隔声设计 5dB 裕量是根据隔声设施加工过程不可避免地会有孔隙漏声，以及固体声隔绝不良的效应而提出的。

5.2.7 本条是考虑了隔声设计 5dB 裕量后的结果。

5.3 隔声结构的选择与设计

5.3.1 隔声构件固有隔声量的实测数据应用在隔声结构设计时更为准确，在无法得到实测数据的情况下，隔声构件的固有隔声量也可按质量定律的经验公式进行估算。

5.3.2 噪声源的峰值频率位于结构的共振频率或吻合频率时，将极大地降低隔声结构的隔声量，一般共振频率与吻合频率之间频带范围较宽，设计时使噪声源的峰值频率位于隔声结构的共振频率和吻合频率之间是可能的，为此作了本规定。

薄板的发声主要是由弯曲振动引起的，对于弯曲振动的薄板，在离开中立轴较远的板面上有较大的切形变，因此采用一种黏滞性高阻尼材料牢固地贴附在板面上，对于薄板的减振降噪有

明显的作用，如果在阻尼层上再贴上一层金属板，会增加阻尼层的能量消耗，从而增加轻质结构的隔声量，因此为了提高单层轻质隔声结构的隔声量，可选用复合隔声结构。

5.3.3 双层结构的隔声量不仅与双层结构的面密度有关，还与空气层有关。在空气层厚度小于50mm时，其附加隔声量较小，为此对空气层厚度作了规定；隔声结构共振频率与吻合频率的规定是为了避免共振频率与吻合频率处隔声量降低而作的规定；声桥是指双层结构之间有固体的刚性连接，这种刚性连接将使一层结构的振动能量通过刚性连接直接传递到另一层结构，从而降低结构的整体隔声量，为此作了本规定；实际测量表明在空气层填充多孔吸声材料将增加构件的隔声量。

5.3.4 本条规定是针对工程实践提出的。现有的定型产品无法满足隔声要求，可设计专用的隔声门窗。

5.3.6 阻尼层是为了消除隔声罩薄金属板及其他轻质材料的共振和吻合效应，可采取在板面紧贴或喷涂一层阻尼材料。常用的阻尼材料有沥青基阻尼、橡胶基阻尼、油性阻尼涂料、发泡材料等。隔声罩内留有必要的空间，主要目的是减少驻波效应。

5.3.7 隔声屏障靠近声源或接收者设置，是为了增加绕射声与直达声的声程差，从而提高其插入损失值。室内设置隔声屏障，在室内应作相应的吸声处理，否则由于墙壁和顶棚的反射会形成混响声场，隔声屏障的作用就会明显减弱，从理论上讲，如室内墙壁、顶棚以及隔声屏障表面的吸声系数趋于零时，室内隔声屏障的降噪量等于零。

6 消 声 设 计

6.1 一 般 规 定

6.1.1 本条规定了消声设计的要求。

消声设计除用于降低空气动力性噪声外，还用于降低机体辐射噪声。如：鼓风机房如有较好的隔声性能，机房内又不需操作人员，由于机房需要设置进风口，而进风口辐射的噪声对机房外环境造成影响时，就需要设计安装进风消声器，消声器的消声量原则上应与机房隔声量相匹配。

6.1.2 本条规定是根据调查中发现的许多消声器由于安装部位不合理而影响消声器性能发挥状况而提出的。

6.1.3～6.1.5 消声器性能的三个主要评价指标是：消声量(插入损失)、压力损失和气流再生噪声。三者必须兼顾，统一考虑。

消声器长度增加到一定程度时，由于气流再生噪声等原因，消声量不再随长度增加而线性增加，同时消声量的过高要求往往导致消声器构造的复杂，从而提高压力损失和气流再生噪声，影响消声器的使用，因此，消声器的消声量应根据实际消声要求确定，不宜盲目追求过高的消声量。

压力损失是指消声器内存在给定平稳气流时，消声器进口端与出口端平均全压之差。气流再生噪声是指气流在管道或消声器中产生的噪声，其大小与气流速度和气流经过管道或消声器的压降有关，它会降低消声器的功用甚至使之完全失效。

6.1.6 消声器中气流的速度直接影响本规范第6.1.3～6.1.5条所述的三个指标。气流速度增加，消声量会下降，压力损失会按平方律增加，而气流再生噪声的功率则以六次方律增加。因此，必须将气流速度限制在一定值以下。本条规定的气流速度限制值，是在实践经验基础上提出的。

6.1.7 本条规定了除上述三项性能指标之外的对消声器的其他要求。

6.2 消声设计程序和方法

6.2.1 本条规定了消声设计的步骤，即各阶段的先后顺序；第4款所指满足要求的消声器，不仅指插入损失满足要求，而且其压力损失也在设备正常运行许可的范围内。

6.2.2 关于倍频带声功率级确定的范围，本条就一般情形规定中心频率为63Hz～8000Hz的8个倍频带；对于设备制造商提供的数据存在疑问的情况，也可通过测量、估算或查找资料等方法确定。

6.2.5 对于控制点在室外情况，房间常数 $R \rightarrow \infty$ 。

6.3 消声器的选择与设计

6.3.1 阻性消声器的计算公式是国内外工程实践中最常用的公式。虽然这一公式仍有其不够准确之处，但它还是可以对消声器设计给出最基本的指导。

6.3.2 上限截止频率是指管道或消声器内出现非平面效应的频率。

当通道截面为圆形时，D 为通道直径，当通道截面为矩形时（边长为 a、h ），D 可按下式计算：

$$D = 1.13\sqrt{ah} \tag{2}$$

6.3.3 当量直径的选择，除了流量之外主要考虑的因素是高频失效。针对穿孔金属面板后敷设玻璃布的吸声护面，片式消声器的阻力系数可取0.8，折板式消声器的阻力系数可取1.5～2.5，声流式消声器的阻力系数可在折板式消声器和片式消声器之间选取。

6.3.4～6.3.6 对于抗性和微穿孔板消声器的设计，本规范根据实践经验总结出若干原则。

6.3.7 对节流减压、小孔喷注消声器的有关参数所作的规定，是根据国内有关单位的设计经验提出的。

7 吸声设计

7.1 一般规定

7.1.1 本条规定了吸声设计的要求。

由于吸声处理只能降低混响声，不能降低直达声，因此对离声源较近的地点降噪效果就不大明显。如织布车间，由于织布机分布在整个车间，各处都有相当强的直达声，因而吸声处理对于工人操作位置的降噪声效果不甚明显，大多数工程实践只得到2dB(A)～3dB(A)的降噪声量。离声源较远的地点通常混响声就会起较大的作用，因而吸声处理可望获得较好的降噪效果。“远”与“近”的分界线为直达声场与混响声场的影响相等的位置，一般称为“混响半径”，可按下式计算：

$$r_0 = 0.14\sqrt{RQ} \tag{3}$$

式中：R——房间常数(m^2)；

Q——声源指向性因数。

吸声处理通常需要较多的材料和投资，降噪量通常也只有4dB(A)～10dB(A)左右；不像隔声、消声等措施能够较容易地获得 20dB(A)以上的降噪量。但是，对于某些混响严重的厂房车间，由于工艺流程与操作条件的限制，不适用于采用其他控制措施时，吸声处理仍是一种现实有效的噪声控制手段，同时也应认识到尽管采取吸声处理降噪量小，但对改善车间混响场内工作人员的主观感受仍有较大的作用。

7.1.2 本条所列的降噪效果，是根据我国实践经验总结的。所称“几何形状特殊(声聚焦)混响极严重的车间厂房”，是指像拱顶结构的情形。

7.1.3 吸声降噪效果主要取决于房间的声学条件。未作吸声处理前的房间平均吸声系数越大(或混响很小)，表明原有室内声吸

收越多，室内声能量可以被进一步吸收的部分就越小，降噪效果就越不显著。

降噪量取决于吸声处理前后的平均吸声系数比（或总吸声量比）。使平均吸声系数由 0.04 提高到 0.3，可获 9dB 的降噪量；而若由 0.3 提高到 0.5，则只能再增加 2dB 的降噪量。

7.1.4 本条规定了除降噪效果外对吸声设计的其他要求。

7.2 吸声设计程序和方法

7.2.1 本条规定了吸声设计的步骤，即各阶段的先后顺序。

7.2.2 具备类比条件的应优先采用实测数据。

7.2.4 吸声处理前室内的平均吸声系数优先采用测量房间混响时间的方法求得。

吸声处理前的室内平均吸声系数可由房间各部分表面积与其吸声系数求得：

$$\bar{\alpha}=\frac{S_1\alpha_1+S_2\alpha_2+\cdots+S_n\alpha_n}{S_1+S_2+\cdots+S_n} \tag{4}$$

测量混响时间后计算平均吸声系数使用下列公式：

当 $\bar{\alpha}<0.2$ 时，$T=0.16V/(S\bar{\alpha})$ (5)

当 $\bar{\alpha}>0.2$ 且 V 不太大时，$T=0.16V/[-S\ln(1-\bar{\alpha})]$ (6)

当 $\bar{\alpha}>0.2$ 且 V 较大时，$T=0.16V/\{[-S\ln(1-\bar{\alpha})]+4mV\}$ (7)

7.2.5 公式的适用范围说明如下：

室内声压级计算公式：$L_P=L_W+10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R}\right)$ (8)

对于混响声为主的场合，$\frac{Q}{4\pi r^2}\ll\frac{4}{R}$，因此

$$\Delta L_P=L_{P1}-L_{P2}=10\cdot\lg\frac{R_2}{R_1} \tag{9}$$

$R=\frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}=\frac{A}{1-\bar{\alpha}}$，则

$$\Delta L_P = 10 \cdot \lg \left(\frac{\bar{\alpha}_2}{\bar{\alpha}_1} \cdot \frac{1-\bar{\alpha}_1}{1-\bar{\alpha}_2}\right) \tag{10}$$

通常认为 $\bar{\alpha}_1 \leqslant 0.1$，若 $\bar{\alpha}_2 \leqslant 0.5$，则可认为 $\bar{\alpha}_1 \bar{\alpha}_2 \ll \bar{\alpha}_1$、$\bar{\alpha}_2$，于是：

$$\Delta L_P = 10 \cdot \lg (\bar{\alpha}_2 / \bar{\alpha}_1) \tag{11}$$

$$\bar{\alpha}_2 = \bar{\alpha}_1 \cdot 10^{\frac{\Delta L_P}{10}} \tag{12}$$

因此本规范给出的计算公式，是在 $\bar{\alpha}_1$、$\bar{\alpha}_2$ 较小的条件下的近似公式，故作了适用条件限制。

7.2.7 吸声设计效果采用室内工作人员的主观感觉效果来评价，主要是考虑到有些吸声降噪设计客观降噪量较小，但室内工作人员却感觉到噪声环境得到了较大改善，因此尽管该评价是主观的、定性的，但对于吸声降噪设计来说具有现实的意义，因此也列为一种评价方法。

对于吸声降噪量，通常采用“插入损失法”来测量，即测量吸声处理前后室内相应测点的 A 声级及中心频率为 125Hz～4000Hz 的 6 个倍频带声压级差。这种方法受测点位置影响较大，选择测点必须考虑与声源的距离，测量结果必须标注测点位置。

采用混响时间法测量降噪效果，应注意混响时间的概念是建立在声场充分扩散的条件下的。室内吸声处理后，声场扩散条件变差，测量结果就会与实际有误差。扁平形或狭长形的房间，都不适用于使用混响时间法测量。

7.3 吸声构件的选择与设计

7.3.1 对于吸声材料制造商提供的数据存在疑问的情况，也可通过测量、估算或查找资料等方法确定。

条文中未对吸声材料的密度进行规定，设计中可根据设计要求和经济性要求选用，中高频噪声的吸声降噪设计，采用密度较小或薄的玻璃棉板等多孔吸声材料主要是指采用密度较小或薄的玻璃棉板已可满足吸声要求，从技术经济性角度考虑采用密度较

小或薄的玻璃棉板等多孔吸声材料是可行的，并非指密度越小或薄的玻璃棉板中高频吸声效果越好。工程实践中经验表明，吸声常用玻璃棉密度为 $24kg/m^3$ 、$48kg/m^3$ 等。

多孔材料后设置空气层或增加吸声材料厚度和密度，可提高多孔吸声材料在低频的吸声性能，有利于展宽吸声频带。

薄膜覆面的多孔材料在原理上把多孔材料吸声同薄膜共振吸声结合起来，实践上具备了防尘、防湿及安装简便等特点。

微穿孔板吸声结构的使用，应注意其正入射吸声系数与混响室法吸声系数的差异。与多孔材料的情形不同，微穿孔板吸声结构的混响室法吸声系数不一定大于正入射吸声系数。

穿孔护面板的穿孔率大于 20％时，对吸声性能没有影响。为增加低频吸声性能，可适当减少穿孔率，但不宜小于 10％。

7.3.2 板状空间吸声体的面积比取值，系根据上海工业建筑设计院和北京劳动保护科学研究所进行的混响室正交实验研究结果确定的(见表 4)。工业实践亦表明，取房间屋顶 40％左右的面积比，可获得较好的技术经济效果。对于层高较高、墙面面积相对较大的情形，宜采用取室内总面积的 15％的规定。

原则上讲，空间吸声体离声源近些效果较好，但吸声体悬挂高度在实际工程中尚需依车间大小、层高、天车走行等条件决定。

表 4 混响室正交实验研究结果

面积比(％)	12.5	25	37.5	50	100
降噪量[dB(A)]	3.7	5.7	7.1	7.3	9.2

8 隔振降噪设计

8.0.1 本条规定了隔振降噪设计的要求。本规范涉及的隔振降噪设计主要是从噪声控制的角度考虑的。

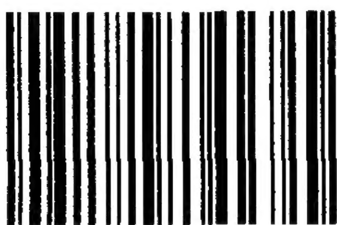
8.0.2 本规范是为降低噪声而考虑隔振设计的，因此，隔振降噪设计是否合乎要求要按噪声是否达到要求来衡量。

8.0.3 振动设备产生的噪声不仅受设备本身影响，同时还受管道走向、管道阀门、管道支撑及压力等影响，是系统整体的影响；确定系统整体降噪量是很困难的，但为了确定隔振参量有必要给出一个降噪量估算公式，为此作了本规定。

振动速度级是指振动速度与基准速度之比的以 10 为底的对数乘以 20。基准速度 $V_0 = 10^{-9}$ m/s。传递率是指振动系统在稳态受迫振动中，响应幅值与激励幅值的无量纲比值。它可以是力、位移、速度或加速度的比。

8.0.4 尽管《隔振设计规范》GB 50463 是适用于对生产、工作及建筑物的周围环境产生的有害振动影响的设备的主动隔振和对周围环境振动反应敏感或受环境振动影响而不能正常使用的设备的被动隔振，但主动隔振是降低振动设备引起固体传声及振动辐射噪声的主要措施，为此作了本规定。





1511223846

统一书号：15112 · 23846
定　　价：　**10.00**　元